



(12) **EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG**

(43) Veröffentlichungstag:
05.07.2017 Patentblatt 2017/27

(51) Int Cl.:
F01L 1/18 (2006.01) **F01L 1/24 (2006.01)**
F01L 13/06 (2006.01) **F02D 9/06 (2006.01)**

(21) Anmeldenummer: **16002472.5**

(22) Anmeldetag: **21.11.2016**

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO PL PT RO RS SE SI SK SM TR
Benannte Erstreckungsstaaten:
BA ME
Benannte Validierungsstaaten:
MA MD

(72) Erfinder:
• **Ebert, Christoph**
90459 Nürnberg (DE)
• **Herrmann, Tobias**
90475 Nürnberg (DE)
• **Fink, Adrian**
90451 Nürnberg (DE)

(30) Priorität: **22.12.2015 DE 102015016723**

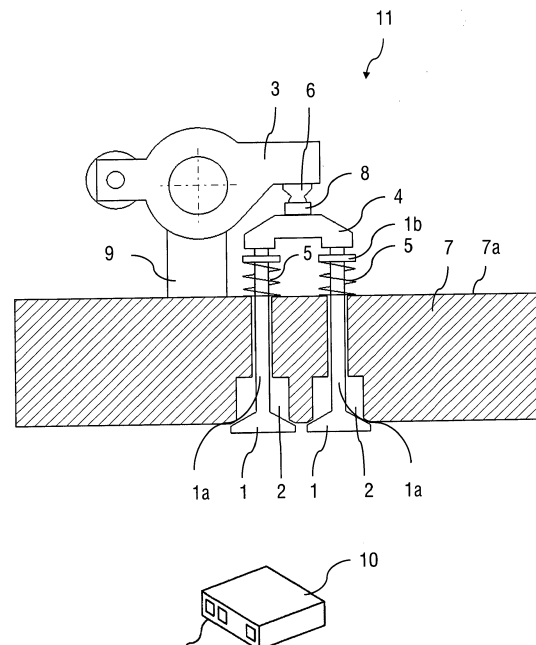
(74) Vertreter: **v. Bezold & Partner Patentanwälte - PartG mbB**
Akademiestraße 7
80799 München (DE)

(71) Anmelder: **MAN Truck & Bus AG**
80995 München (DE)

(54) **BRENNKRAFTMASCHINE MIT EINER MOTORSTAUBREMSE UND EINER DEKOMPRESSIONSBREMSE**

(57) Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest einem über eine Nockenwelle und eine Übertragungseinrichtung betätigbaren Auslassventil pro Zylinder, wobei zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement in der Übertragungseinrichtung angeordnet ist, sowie mit einer Motorbremseinrichtung, aufweisend eine Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks und eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offengehalten werden kann, wobei die Dekompressionsbremse durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement gebildet wird. Die Brennkraftmaschine umfasst eine Drehzahlbegrenzungseinrichtung (10), die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung oberhalb einer vorbestimmten Abregeldrehzahl zu deaktivieren. Die Übertragungseinrichtung (3, 4, 5), die Motorstaubremse und das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) sind so ausgelegt, dass eine Grenzdrehzahl (n_2), ab der es im Motorbremsbetrieb in der Nockengrundkreisphase zum Auftreten eines Spaltes zwischen dem Auslassventil (1) und dem zugeordneten Ventilsitzring kommt, um einen Abstandswert (Δn) oberhalb der Abregeldrehzahl (n_1) liegt.

FIG. 1



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Brennkraftmaschine mit zumindest einem über eine Nockenwelle und eine Übertragungseinrichtung betätigbaren Auslassventil pro Zylinder, wobei zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement in der Übertragungseinrichtung angeordnet ist, sowie mit einer Motorbremseinrichtung, aufweisend eine Motorstaubremsen zum Aufbau eines Abgasgegendrucks und eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offen gehalten werden kann.

[0002] Aus den Offenlegungsschriften EP 2 143 894 A1 und EP 2 143 896 A1 sind Brennkraftmaschinen mit Motorbremseinrichtungen und Ventilspielausgleichsmechanismen bekannt. Dabei ist jeweils ein hydraulischer Ventilspielausgleichsmechanismus in einer Ventilbrücke angeordnet. Der Ventilspielausgleichsmechanismus weist dabei einen an einen Druckraum grenzenden Kolben auf, wobei der Druckraum über ein Rückschlagventil mit einer einen konstanten Druck aufweisenden Druckleitung strömungsverbunden ist. Vom Druckraum geht eine Entlastungsleitung aus, welche über ein steuerbares Entlastungsventil in einer Ölaustrittsöffnung mündet. In der Ventilbrücke ist ferner eine hydraulische Ventilzusatzsteuereinheit der Motorsteuereinrichtung angeordnet, deren Steuerdruckraum mit dem Druckraum des steuerbaren Entlastungsventils strömungsverbunden ist. Der Steuerdruckraum steht über einen Ölkanal mit einer Steuerdruckleitung in einem Gegenhalter in Strömungsverbindung, wobei ein Gegenhalter über einen Anschlagkolben die Ventilbrücke an einer den Auslassventilen abgewandten Seite kontaktiert. Durch die zahlreichen in der Ventilbrücke angeordneten hydraulischen Kolben und Druckleitungen ist ein hoher Bearbeitungs- und Fertigungsaufwand der Ventilbrücke erforderlich, wobei die Ventilbrücke strukturell geschwächt wird und somit entsprechend massiv ausgelegt werden muss.

[0003] Bei den in den genannten Druckschriften beschriebenen Motorbremseinrichtungen handelt es sich jeweils um eine Mischform aus einer Motorstaubremsen und einer Dekompressionsbremse, die insbesondere auch als EVB (engl. Abkürzung für "exhaust valve brake") bezeichnet wird. Die hydraulische Ventilzusatzsteuereinheit ist dabei einseitig in eine zwei Auslassventile zugleich betätigende Ventilbrücke des Verbindungsmechanismus eingebaut. Die Speisung der hydraulischen Ventilzusatzsteuereinheit mit Öl erfolgt mittels des ohnehin vorhandenen Ölkreises der jeweiligen Brennkraftmaschine. Bei dieser Art von Motorbremseinrichtungen erfordert die Verwendung von hydraulischen Ventilspielausgleichseinrichtungen zusätzliche Maßnahmen, um ein unkontrolliertes Aufpumpen der Ventilspielausgleichseinrichtung während des Motorbremsbetriebes zu vermeiden, was zu schweren Motorschäden führen könnte. Bei der EP 2 143 894 A1 und der EP 2 143 896 A1 erfolgt dies dadurch, dass der Druckraum der hydraulischen

Ventilspielausgleichseinrichtung über ein steuerbares Entlastungsventil während des Motorbremsbetriebes druckentlastet wird. Die aus dem Stand der Technik bekannte Anordnung mit zahlreichen Ölbohrungen und Hydraulikkolben in der Ventilbrücke hat den Nachteil, dass die Ventilbrücke strukturell geschwächt wird und diese somit größer dimensioniert werden muss.

[0004] In der Offenlegungsschrift DE 10 2012 100 962 A1 ist eine Möglichkeit beschrieben, einen hydraulischen Ventilspielausgleich mit einem Entlastungsventil zu kombinieren und somit gleichzeitig eine Motorbremseinrichtung und einen wartungsfreien Ventiltrieb nur mit einem hydraulischen Ventilspielausgleich zu verwirklichen. Die Dekompressionsbremse wird somit durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement gebildet. Um ein unerwünschtes Offenhalten des Auslassventils durch den hydraulischen Ventilspielausgleich nach Beendigung des Motorbremsbetriebes zu vermeiden, werden neben den üblichen Komponenten eines hydraulischen Ventilspielausgleichs jedoch noch folgende Komponenten für einen Bremsbetrieb benötigt: eine Entlastungsleitung mit steuerbarem Entlastungsventil inklusive Steuerleitung sowie einen Niederhalter mit Einstellschraube.

[0005] Die Funktion dieser Ausführung ist ähnlich der in den Offenlegungsschriften EP 2 143 894 A1 und der EP 2 143 896 A1 beschriebenen EVB-Motorbremseinrichtung und lässt sich wie folgt beschreiben: Wird die Abgasdrosselklappe geschlossen, steigt der Abgasdruck im Auslasskanal vor der Verdichtung (unterer Totpunkt) so stark an, dass das Auslassventil durch die Druckwelle eines benachbarten Zylinders kurzzeitig aufgedrückt wird. Der ständig mit Motoröl Druck beaufschlagte Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichs hindert das Ventil am erneuten Schließen. Es verbleibt ein geringer Hub, wodurch beim Kompressionstakt im Motor bereits ein Teil der verdichteten Luft aus dem Zylinder ausströmen kann. Nach Erreichen des oberen Totpunkts bleibt diese Öffnung erhalten. Der Druck auf den sich dann abwärts bewegenden Kolben wird wesentlich verringert, die Bremsleistung verbessert sich. Durch die Drosselung des Abgases kann sowohl die Aufwärts- als auch die Abwärtsbewegung des Motorkolbens zum Bremsen genutzt werden. Zeitgleich wird im Motorbremsbetrieb das Entlastungsventil geschaltet, das eine Entlastungsbohrung zum Hochdruckraum des hydraulischen Ventilspielausgleichs freigibt. Diese Entlastungsbohrung wird aber zunächst noch durch den Niederhalter verschlossen. Bei Beginn des Ausstoßtaktes wird durch die Kipphebelbewegung die Entlastungsbohrung freigegeben, das Öl entweicht und entlastet den Kolben. Somit kann sich der "ausgefahren" Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichs wieder zurückstellen und das Auslassventil wieder komplett schließen.

[0006] Auch bei dieser Lösung sind somit noch die vorgenannten Komponenten in Form der Entlastungsleitung mit steuerbarem Entlastungsventil inklusive Steuerleitung und Niederhalter mit Einstellschraube zusätzlich zu einem klassischen hydraulischen Ventilspielausgleich

für einen Bremsbetrieb notwendig.

[0007] Es ist somit eine Aufgabe der Erfindung, auf verbesserte Weise sowohl eine Motorbremse als auch einen automatischen Ventilspielausgleich bereitzustellen. Der Erfindung liegt insbesondere die Aufgabe einer einfacheren, kostensparenderen und bauraumsparenden Bereitstellung einer Motorbremse als auch eines automatischen Ventilspielausgleichs zugrunde.

[0008] Diese Aufgaben werden durch eine Vorrichtung mit den Merkmalen des unabhängigen Anspruchs gelöst. Vorteilhafte Ausführungsformen und Anwendungen der Erfindung sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche und werden in der folgenden Beschreibung unter teilweiser Bezugnahme auf die Figuren näher erläutert.

[0009] Gemäß allgemeinen Gesichtspunkten der Erfindung wird eine Vorrichtung, insbesondere eine Brennkraftmaschine, mit zumindest einem über eine Nockenwelle und einer mechanischen Übertragungseinrichtung betätigbaren Auslassventil pro Zylinder bereitgestellt. Hierbei ist zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement in der Übertragungseinrichtung angeordnet. Das hydraulische Ventilspielausgleichselement kann einen an einen Druckraum grenzenden Kolben und eine in den Druckraum über ein durch eine Feder belastetes Rückschlagventil mündende Öldruckleitung umfassen.

[0010] Hydraulische Ventilspielausgleichselemente (HVA) in Brennkraftmaschinen sind an sich bekannt und dienen dazu, insbesondere die sich über die Betriebsdauer ändernden Längenabmessungen der Ladungswechselventile so auszugleichen, dass in der Grundkreisphase des das Ventil betätigenden Nockens ein sicheres Ventilschließen gewährleistet ist. Dabei soll andererseits die Nockenerhebung verlustfrei auf das Ventil übertragen und somit in eine Ventilhubbewegung umgewandelt werden. Die Wirkungsweise derartiger hydraulischer Ventilspielausgleichselemente, die im Kraftfluss einer Ventilsteuerung, insbesondere einer Brennkraftmaschine, angeordnet sind, wird im Folgenden als bekannt vorausgesetzt.

[0011] Die Brennkraftmaschine umfasst ferner eine Drehzahlbegrenzungseinrichtung, die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung oberhalb einer vorbestimmten Abregeldrehzahl zu deaktivieren.

[0012] Die Brennkraftmaschine umfasst ferner eine Motorbremseinrichtung, aufweisend eine an sich bekannte Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks. Die Motorstaubremse kann beispielsweise eine im Auspufftrakt angeordnete steuerbare oder regelbare Stauklappe umfassen. Beim Schließen der Klappe erhöht sich der Staudruck auf der gegen die Strömungsrichtung liegenden Seite und schafft so in Wirkung auf den Antriebsmotor des Kraftfahrzeugs eine Bremswirkung.

[0013] Die Motorbremseinrichtung umfasst ferner eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offen gehalten werden kann. Die Dekompressionsbremse wird

gasgesteuert über den erhöhten Abgasgegendruck bei zumindest teilweise geschlossener Bremsklappe initiiert, bei dem gezielt ein "Ventilspringen" der Auslassventile ausgelöst wird.

[0014] Eine Besonderheit liegt vorliegend darin, dass die Dekompressionsbremse hierbei durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement gebildet ist. Mit anderen Worten sind die Motorstaubremse und das hydraulische Ventilspielausgleichselement so ausgelegt, dass eine Summe der auf das Auslassventil wirkenden Kräfte im Motorbremsbetrieb zu einer Offenstellung des Auslassventils führt. Die auf das Auslassventil wirkenden Kräfte umfassen einerseits eine Ventildruckkraft des Auslassventils, eine brennraumseitig erzeugte Gasdruckkraft, die jeweils in Schließrichtung des Auslassventils wirken, eine in der Übertragungseinrichtung wirkende Reibungskraft und andererseits eine von der Motorstaubremse erzeugte Gasdruckkraft des Abgasdruckes, eine von dem Ventilspielausgleichselement erzeugte Öldruckkraft und eine Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements, die jeweils in eine der Schließrichtung entgegengesetzte Richtung wirken. Im Motorbremsbetrieb wirkt somit eine durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement ausgeübte Kraft zusammen mit der durch die Motorstaubremse erzeugten Gaskraft des Abgasdruckes auf das Auslassventil und führt dazu, dass das Auslassventil in die Offenstellung gedrückt und/oder in der Offenstellung gehalten wird. Der hydraulische Ventilspielausgleich übernimmt somit eine Doppelfunktion. Zum einen wird mit ihm in herkömmlicher Weise ein wartungsfreier Ventiltrieb verwirklicht, zum anderen wird er im Motorbremsbetrieb zur Bremsleistungssteigerung verwendet, in der mittels des hydraulischen Ventiltriebs in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offen gehalten werden kann, so dass der hydraulische Ventiltrieb auch die Funktion einer Dekompressionsbremse übernimmt. Dies spart Bauteile und Kosten.

[0015] Ein besonderer Vorzug der Erfindung liegt darin, dass der hydraulische Ventilspielausgleich als klassischer bzw. herkömmlicher hydraulischer Ventilspielausgleich ausgebildet sein kann, d. h. in Form eines hydraulischen Ventilspielausgleichs bereitgestellt werden kann, der keine zusätzlichen Mittel aufweist, um eine beschleunigte Druckentlastung des Druckraumes des hydraulischen Ventilspielausgleichs zu ermöglichen, um ein schnelleres Schließen des Auslassventils nach Beendigung des Motorbremsbetriebs zu ermöglichen.

[0016] Um sicherzustellen, dass die Auslassventile nach Beendigung des Motorbremsbetriebs vor dem befeuerten Betrieb wieder vollständig geschlossen sind, und um somit einen sicheren Übergang von einem Motorbremsbetrieb in den befeuerten Betrieb sicherzustellen, sind die Übertragungseinrichtung, die Motorstaubremse und das hydraulische Ventilspielausgleichselement so ausgelegt, dass eine Grenzdrehzahl, ab der es im Motorbremsbetrieb in der Nockengrundkreisphase zum Auftreten eines Spaltes zwischen dem Auslassventil

und dem zugeordneten Ventilsitzring kommt, um einen Abstandswert oberhalb der Abregeldrehzahl liegt.

[0017] Insbesondere können die Übertragungseinrichtung, die Motorstaubremse und das hydraulische Ventilspielausgleichselement so ausgelegt sein, dass eine Summe der auf das Auslassventil in Schließrichtung wirkenden Kräfte in einer Nockengrundkreisphase nur bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine unterhalb der vorbestimmten Grenzdrehzahl größer als eine Summe der in einer Öffnungsrichtung wirkenden Kräfte ist, so dass das Auslassventil in der Nockengrundkreisphase bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine unterhalb der Grenzdrehzahl in der Schließstellung gehalten wird und bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine größer gleich der Grenzdrehzahl in die Offenstellung bewegt wird. Die Öffnungsrichtung ist diejenige Richtung, in der sich das Auslassventil von der Schließstellung in eine Offenstellung bewegt, bzw. diejenige Richtung, in der sich das Auslassventil von seinem zugeordneten Ventilsitzring wegbewegt, bzw. diejenige Richtung, in der sich das Auslassventil auf den Kolben des Zylinders bzw. den Zylinderboden zubewegt. Die Schließrichtung ist hierzu entgegengesetzt.

[0018] Mit anderen Worten werden die von den Komponenten der Brennkraftmaschine erzeugten Kräfte, die auf das Auslassventil wirken, so festgelegt, dass ein Ventilspringen bzw. Ventilflattern zur Erhöhung der Motorbremswirkung nur oberhalb der Abregeldrehzahl auftreten kann.

[0019] Dies stellt sicher, dass die Drehzahlbereiche, in denen jeweils ein befeuerter Betrieb und ein Ventilspringen auftreten können, voneinander getrennt sind. Somit kann nach Ende einer Motorbremsphase ein befeuerter Betrieb erst wieder einsetzen, wenn das von dem Ventilspielausgleichselement im Rahmen einer Dekompressionsbremsfunktion offengehaltene Auslassventil aus der Offenstellung wieder in die Schließstellung übergegangen ist.

[0020] Unter einer "Nockengrundkreisphase" soll dabei insbesondere ein Winkelbereich der Nockeneinheit verstanden werden, in dem Nockenkonturen sämtlicher Teilnocken der Nockeneinheit ein gemeinsames Grundkreinsniveau einnehmen. Weiter soll unter einer "Nocken grundkreisphase" insbesondere ein Winkelbereich der Nockeneinheit verstanden werden, in dem ein der Nockeneinheit zugeordnetes Gaswechselventil geschlossen ist - falls keine Dekompressionsbremse vorhanden ist. Die Dekompressionsbremse dient dazu, in der Nockengrundkreisphase gezielt ein Öffnen der Gaswechselventile, insbesondere der Auslassventile, zu erzeugen, um die verrichtete Kompressionsarbeit zum Bremsen nutzbar zu machen. Hierbei wird der Druck im Zylinder durch gezieltes Öffnen eines Gaswechselventils so abgebaut, dass im anschließenden Expansionstakt nur noch eine verringerte Arbeit an die Kurbelwelle abgegeben werden kann.

[0021] Die in Schließrichtung auf das Auslassventil wirkenden Kräfte der Brennkraftmaschine umfassen vor-

zugsweise eine Ventildruckkraft des Auslassventils und eine brennraumseitig erzeugte Gasdruckkraft. Die in einer Öffnungsrichtung wirkenden Kräfte umfassen vorzugsweise eine von der Motorstaubremse erzeugte Gasdruckkraft des Abgasdruckes, eine von dem Ventilspielausgleichselement erzeugte Öldruckkraft und eine Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements.

[0022] Unter einer erfindungsgemäßen Auslegung der Brennkraftmaschine zur Anpassung der Grenzdrehzahl, ab der es zum Auftreten eines Spaltes zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring kommt, wird eine derartige zweckmäßige Anpassung dieser Einflussgrößen bzw. Kräfte verstanden. Je nach Auslegung kann somit die Grenzdrehzahl, ab der ein Ventilspringen auftritt, hin zu größeren oder kleineren Werten verschoben werden.

[0023] Beispielsweise kann eine Verschiebung der Grenzdrehzahl hin zu größeren Werten durch zumindest eine der folgenden Maßnahmen erzielt werden: Abgasdruck verringern, z. B. durch Verringerung der Schließstellung der Stauklappe; Gasdruck von Brennraumseite erhöhen; Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, verringern; Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs verringern; Ventildruckkraft erhöhen; oder die Reibung im Ventiltrieb erhöhen. Mit zumindest einer dieser Maßnahmen kann eine Verschiebung des Auftretens des Spaltes hin zu größeren Motordrehzahlen erzielt werden.

[0024] Auf diese Weise kann die Grenzdrehzahl, ab der im Motorbremsbetrieb in der Nockengrundkreisphase ein Ventilspringen des Auslassventils stattfindet, auf einen Wert eingestellt werden, der um einen gewünschten Abstandswert oberhalb der Abregeldrehzahl liegt.

[0025] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform ist keine von einem Druckraum des Ventilspielausgleichselements ausgehende, über ein steuerbares Entlastungsventil mit einer Drucksenke verbindbare Entlastungsleitung vorgesehen. Eine besonders vorteilhafte Variante dieser Ausführungsform sieht ferner vor, dass kein Gegenhalter vorgesehen ist, der ausgebildet ist, eine Austrittsöffnung der Entlastungsleitung erst zu Beginn eines Auslasstaktes freizugeben. Insbesondere ist kein Gegenhalter vorgesehen, an dem die Übertragungseinrichtung in einer Endstellung anliegt. Dadurch können Kosten für diese zusätzlichen Teile und der dafür benötigte Bauraum eingespart werden.

[0026] In einem bevorzugten Ausführungsbeispiel umfasst die mechanische Übertragungseinrichtung eine Ventilbrücke und einen als Kipphebel oder Schlepphebel ausgebildeten Ventilhebel, der durch die Nockenwelle angetrieben wird und über die Ventilbrücke auf die Auslassventile wirkt.

[0027] Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform können ein Kolben, ein Rückschlagventil und eine Feder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements zwischen dem Ventilhebel und der Ventilbrücke angeordnet sein. Je nach Ventiltriebsaufbau sind jedoch auch andere Einbauorte bzw. Bauformen für den hydraulischen Ven-

tilspielausgleich möglich. Beispielsweise kann der hydraulische Ventilspielausgleich zwischen Stößelstange und Kipphebel angeordnet sein, integriert in einen Tasenstößel oder einen Ventilstößel.

[0028] Das hydraulische Ventilspielausgleichselement ist vorzugsweise so ausgeführt, dass eine Dauer der Schließzeit im Wesentlichen einer Dauer entspricht, die ein leakagebedingter Rückstellvorgang des ausgeleiteten Kolbens des hydraulischen Ventilspielausgleichselements dauert, der am Ende des Motorbremsbetriebs durch eine Reduzierung einer auf das Auslassventil wirkenden Gaskraft des Abgasdruckes ausgelöst wird. Dies ist beispielsweise dann der Fall, wenn das hydraulische Ventilspielausgleichselement keine zusätzlichen Mittel aufweist, um eine beschleunigte Druckentlastung des Druckraumes des hydraulischen Ventilspielausgleichs zu ermöglichen. Bei einem derartigen Ventilspielausgleichselement sorgen, nach Wegfall der Gaskraft des Abgasdruckes, die Ventillfeder und der Gasdruck aus dem Brennraum dafür, dass das hydraulische Ventilspielausgleichselement wieder in die Ausgangslage zurückgedrückt wird. Beim "Zurückdrücken" wird Öl aus der Hochdruckkammer über den Leckspalt ausgepresst, was einer Ölvolumenreduzierung im Hochdruckraum des hydraulischen Ventilspielausgleichs entspricht.

[0029] ^{EC(1)}Unter der Schließzeit des Auslassventils wird die Zeitspanne zwischen dem Öffnen der Motorstaubremsen, was dem Ende des Motorbremsbetriebs entspricht, und der Geschlossenstellung des durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement im Motorbremsbetrieb offengehaltenen Auslassventils verstanden. Die Schließzeit kann beispielsweise experimentell auf einem Prüfstand gemessen werden.

[0030] Gemäß dieser Ausführungsform ist im Wesentlichen der Rückgang der durch die Motorstaubremsen erzeugten Gaskraft und nicht eine Veränderung der von dem Ventilspielausgleichselement erzeugten Ölkraft maßgeblich für die Rückkehr des Auslassventils in die Schließstellung nach Beendigung des Motorbremsbetriebs und damit auch für den Wert der Schließzeit. Eine Dauer der Schließzeit kann somit im Wesentlichen von einer bei Öffnen der Motorstaubremsen am Ende des Motorbremsbetriebs verursachten Reduzierung einer auf das Auslassventil wirkenden Gaskraft des Abgasdruckes abhängen.

[0031] Gemäß einem weiteren Aspekt betrifft die Erfindung ferner ein Kraftfahrzeug, insbesondere ein Nutzfahrzeug, mit einer Brennkraftmaschine, wie in diesem Dokument beschrieben.

[0032] Die zuvor beschriebenen bevorzugten Ausführungsformen und Merkmale der Erfindung sind beliebig miteinander kombinierbar. Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung werden im Folgenden unter Bezug auf die beigefügten Zeichnungen beschrieben. Es zeigen:

Figur 1 einen Ventiltrieb mit hydraulischem Ventilspielausgleich gemäß einer Ausführungsform

der Erfindung;

Figur 2 eine Illustration der im Motorbremsbetrieb wirkenden Kräfte auf die Auslassventile des Ventiltriebs der Figur 1;

Figur 3 eine Illustration des Übergangs von Motorbremsbetrieb zum befeuerten Betrieb gemäß einer Ausführungsform der Erfindung; und

Figur 4 eine Illustration der Bereiche, in denen ein Ventilspringen auftreten kann.

[0033] Gleiche oder funktional äquivalente Elemente sind in allen Figuren mit denselben Bezugszeichen bezeichnet.

[0034] Es ist allgemein bekannt, eine Brennkraftmaschine durch den Einbau einer Drehzahlbegrenzeinrichtung vor unzulässig hohen Drehzahlen zu schützen. Eine Drehzahlbegrenzung wird durch Abschaltung der Kraftstoffeinspritzung oberhalb einer vorgegebenen maximalen Drehzahl erreicht. Hierzu ist eine entsprechende Steuerfunktion in der jeweiligen Einspritzsteuerung vorhanden. Die Brennkraftmaschine umfasst daher vorliegend die Drehzahlbegrenzeinrichtung 10, die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung oberhalb einer vorbestimmten Abregeldrehzahl n_1 zu deaktivieren.

[0035] Figur 1 zeigt ferner einen Ventiltrieb 11 mit hydraulischem Ventilspielausgleich 6 einer Brennkraftmaschine gemäß einer Ausführungsform der Erfindung. Die Brennkraftmaschine umfasst einen nicht dargestellten 4-Takt-Hubkolbenverbrennungsmotor, der je Zylinder wenigstens ein Einlassventil (nicht dargestellt) und zwei Auslassventile 1 aufweist.

[0036] Die Ein- und Auslassventile 1 sind von einer (nicht dargestellten) Nockenwelle her steuerbar. Die Nockenwelle kann in Bezug auf den Kipphebel 3 untenliegend oder obenliegend sein. Figur 1 entspricht der Version mit obenliegender Nockenwelle (nicht gezeigt) im Bereich der Steuerung der beiden Auslassventile 1 eines Zylinders. Der Kipphebel 3 ist am Zylinderkopf 7 an einem Lagerbock 9 auf einer Lagerachse mit Gleitlager drehbar gelagert.

[0037] Der Kipphebel 3 wiederum wirkt auf eine Ventilbrücke 4 ein. Diese Ventilbrücke 4 dient zur Steuerung der beiden achsparallel zueinander angeordneten Auslassventile 1 eines Zylinders (nicht dargestellt) der Brennkraftmaschine (nicht dargestellt). Jedes der Auslassventile 1 ist mit seinem Schaft 1 a im Zylinderkopf 7 (stark schematisiert dargestellt) axial beweglich gelagert und durch eine Schließfeder (Rückstellfeder) 5, die sich einend an einer Zylinderkopffläche 7a und anderend an einem am Auslassventilschaft 1 a befestigten Federteller 1 b abstützt, mit einer bestimmten Vorspannkraft F3 (siehe auch Figur 2) in Schließrichtung C beaufschlagt. Jede der beiden Schließfedern 5 kann dabei entweder durch nur eine Spiralfeder oder zwei zueinander koaxiale Spiralfedern realisiert sein.

[0038] Zwischen dem Kipphebel 3 und der Ventilbrücke 4 ist ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement 6 angeordnet, so dass der Kipphebel über das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 und eine kugelgelagert angelenkte Stützkalotte 8 auf die Ventilbrücke 4 und damit auf die Auslassventile 1 einwirkt.

[0039] Das in an sich bekannter Weise ausgeführte hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 weist einen an einen Druckraum grenzenden Kolben und eine in den Druckraum über ein durch eine Feder belastetes Rückschlagventil mündende Öldruckleitung auf (jeweils nicht dargestellt). Der Kolben, das Rückschlagventil und die Feder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 sind zwischen dem Ventilhebel 3 und der Ventilbrücke 4 angeordnet.

[0040] Das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 dient dazu, insbesondere den Verschleiß (Ventil arbeitet sich in den Ventilsitz ein) über die Motorlebensdauer zu kompensieren, so dass in der Grundkreisphase des das Auslassventil 1 betätigenden Nockens ein sicheres Ventilschließen gewährleistet ist.

[0041] Die Auslasskanäle 2 der Zylinder münden in einen Abgastrakt der Brennkraftmaschine, in den möglichst motornah in an sich bekannter Weise eine Motorstaubremsen zum Aufbau eines Abgasgegendrucks eingebaut ist. Diese kann durch eine Drosselklappe oder ein Tellerventil oder einen Schieber gebildet sein. In den meisten Fällen wird eine Drosselklappe verwendet. Die Motorstaubremsen bildet einschließlich ihrer Steuer- und/oder Regelorgane einen Teil der Motorbremsenrichtung und dient während Motorbremsvorgängen zur zumindest partiellen Absperrung des Abgastraktes und zu einer hierdurch stromauf hervorgerufenen Aufstauung des Abgases. Weiterer Teil der Motorbremsenrichtung ist eine Dekompressionsbremse zur Motorbremsleistungssteigerung, die vorliegend durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6 gebildet wird.

[0042] Die Funktion des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 zur Motorbremsleistungssteigerung lässt sich wie folgt beschreiben:

[0043] Wird die Abgasdrosselklappe für einen Motorbremsbetrieb geschlossen, baut sich eine auf das Auslassventil 1 wirkende Gaskraft F5 des Abgasdruckes auf. Hierbei steigt der Abgasdruck im Auslasskanal vor der Verdichtung, insbesondere im Ansaugtakt vor dem unteren Totpunkt und im unteren Totpunkt, so stark an, dass das Auslassventil 1 durch die Druckwelle eines benachbarten Zylinders kurzzeitig aufgedrückt wird, wodurch ein Spalt zwischen Auslassventil 1 und dem Ventilsitzring gebildet wird bzw. eine Öffnung zum Auslasskanal 2 entsteht. Unterstützt wird das Aufdrücken des Ventils noch durch eine erste Kraftkomponente F1, die von dem hydraulischen Ventilspielausgleichselement 6 infolge des Öldruckes ausgeht, und durch eine zweite Kraftkomponente F2, die von dem hydraulischen Ventilspielausgleichselement 6 infolge der Rückstellfeder ausgeht.

[0044] Das Aufdrücken des Auslassventils 1 durch die zwei beschriebenen Effekte führt zu einer Entlastung des

hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 und aufgrund des konstanten anliegenden Öldrucks und der Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements folglich zum Nachstellen des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6. Der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements fährt somit aus. Das erneute Schließen des Ventils wird dadurch verhindert.

[0045] Es verbleibt ein kleiner Spalt der Größe V1 zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring, nachfolgend kurz als Spalt bezeichnet, wodurch beim Kompressionstakt im Motor bereits ein Teil der verdichteten Luft aus dem Zylinder ausströmen kann. Der Druck auf den sich anschließend wieder abwärts bewegenden Kolben (Arbeitstakt) wird wesentlich verringert. Hierdurch verbessert sich die Motorbremsleistung. Durch die Drosselung des Abgases kann sowohl die Aufwärts- als auch die Abwärtsbewegung des Motorkolbens zum Bremsen genutzt werden.

[0046] Die Motordrehzahl, ab der es zum Auftreten eines Spaltes zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring kommt, und die Größe des Spaltes, der sich im Motorbremsbetrieb zwischen Auslassventil 1 und seinem Ventilsitzring einstellt, ist abhängig von den folgenden Einflussgrößen:

(a) dem Abgasdruck, der die auf das Auslassventil 1 wirkenden Gaskraft F5 erzeugt.

(b) dem Gasdruck von der Brennraumseite, der die Gaskraft F6 erzeugt, die in Schließrichtung C wirkt,

(c) dem Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, der die Öldruckkraft F1 erzeugt;

(d) der Federkraft F2 der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs;

(e) der Ventilsitzringkraft F3 der Schließfedern 5;

(f) der Reibung im Ventiltrieb, die eine Reibungskraft F4 erzeugt.

[0047] Die auf das Auslassventil 1 wirkenden Kräfte F1 bis F6 sind in Figur 2 dargestellt. Die von der Motorstaubremsen erzeugte Kraft F5 und die von dem Ventilspielausgleichselement erzeugten Kräfte F1 und F2 wirken beide in die gleiche Richtung O (Öffnungsrichtung), d. h., in eine Richtung, die hin zur Offenstellung des Auslassventils 1 wirkt. Die Federkraft F3 der Schließfeder 5 (Rückstellfeder) des Auslassventils und die Gaskraft F6, die durch den Brennraumdruck im Zylinder erzeugt wird, wirken dagegen in Schließrichtung C des Auslassventils.

[0048] Durch Anpassen dieser Einflussgrößen bzw. Kräfte lassen sich die maximale Spaltgröße und die Motordrehzahl, ab der es zum Auftreten jeweils eines Spaltes zwischen den Auslassventilen 1 und den zugeordneten Ventilsitzringen kommt, beeinflussen. Die beiden

Auslassventile 1 springen somit beide und werden durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement 6, das über die Ventilbrücke 4 mit beiden Auslassventilen 1 in Verbindung steht, offen gehalten.

[0049] Unter einer erfindungsgemäßen Auslegung der Brennkraftmaschine zur Anpassung der Grenzdrehzahl, ab der es zum Auftreten eines Spaltes zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring kommt, wird eine derartige zweckmäßige Anpassung dieser Einflussgrößen bzw. Kräfte verstanden. Je nach Auslegung kann somit die Grenzdrehzahl, ab der ein Ventilspringen auftritt, hin zu größeren oder kleineren Werten verschoben werden.

[0050] Eine Vergrößerung des Spaltes zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring bzw. eine Verschiebung der Grenzdrehzahl hin zu niedrigeren Motordrehzahlen lässt sich durch zumindest eine der folgenden Maßnahmen erzielen: Abgasdruck erhöhen; Gasdruck von Brennraumseite verringern; Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, erhöhen; Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs erhöhen; Ventildederkraft verringern; oder die Reibung im Ventiltrieb verringern.

[0051] Wenn jedoch bei der Entwicklung der Brennkraftmaschine auf einem Prüfstand festgestellt wird, dass der Spalt in der Nockengrundkreisphase im Motorbremsbetrieb bereits unterhalb der Abregeldrehzahl auftritt, d. h. die Grenzdrehzahl zu niedrig ist, kann im Rahmen der Auslegung zumindest in analoger Weise eine der folgenden Maßnahmen vorgenommen werden:

[0052] Abgasdruck verringern, z. B. durch Verringerung der Schließstellung der Stauklappe; Gasdruck von Brennraumseite erhöhen; Öldruck, der am hydraulischen Ventilspielausgleich anliegt, verringern; Federkraft der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichs verringern; Ventildederkraft erhöhen; oder die Reibung im Ventiltrieb erhöhen. Mit zumindest einer dieser Maßnahmen kann eine Verschiebung des Auftretens des Spaltes hin zu größeren Motordrehzahlen bzw. eine Verringerung des Spaltes erzielt werden, so dass die Grenzdrehzahl auf einen geeigneten Wert oberhalb der Abregeldrehzahl eingestellt werden kann.

[0053] Auf diese Weise kann die Grenzdrehzahl, ab der im Motorbremsbetrieb in der Nockengrundkreisphase ein Ventilspringen des Auslassventils stattfindet, auf einen Wert eingestellt werden, der um einen gewünschten Abstandswert oberhalb der Abregeldrehzahl liegt.

[0054] Auf diese Weise kann ferner die über das Ventilspielausgleichselement 6 eingestellte Spaltgröße und damit die gewünschte Erhöhung der Motorbremsleistung eingestellt werden. Der Spalt nähert sich bei einer bestimmten Motordrehzahl immer einem Maximalwert an. Der Maximalwert des Spaltes stellt sich bei einem Kräftegleichgewicht der oben aufgeführten Einflussgrößen ein. Mit steigender Motordrehzahl erhöht sich dieser Maximalwert.

[0055] Anhand von Figur 3 wird die Funktionsweise der Motorbremseinrichtung erläutert und insbesondere ein Übergang von einem Motorbremsbetrieb zum an-

schließenden befeuerten Betrieb erläutert.

[0056] Die Kurve 12 bezeichnet einen beispielhaften Drehzahlverlauf über die Zeit. Vor dem Zeitpunkt t_1 befindet sich das Fahrzeug in einem Motorbremsbetrieb, in dem die Stauklappe der Motorstaubremse geschlossen ist. Es baut sich in diesem Zustand eine auf das Auslassventil 1 wirkende Gaskraft F_5 des Abgasdruckes auf. Es stellt sich somit eine erste Motorbremswirkung ein. Die Erhöhung der Motorbremswirkung durch die Dekompressionsbremse bzw. das Ventilspringen tritt jedoch erst ab der Grenzdrehzahl n_2 ein. Wie vorstehend beschrieben wurde, sind die Komponenten der Brennkraftmaschine so ausgelegt, dass das Ventilspringen nur oberhalb der Grenzdrehzahl n_2 stattfindet. Die Grenzdrehzahl ist so eingestellt, dass sie um den Abstandswert Δn oberhalb der Abregeldrehzahl n_1 liegt. Das Ventilspringen bzw. die Wirkung der Dekompressionsbremse kann somit erst auftreten, wenn der befeuerte Betrieb bereits deaktiviert wurde.

[0057] Im Motorbremsbetrieb vor dem Zeitpunkt t_1 stellt sich somit ein Spalt zwischen Auslassventil 1 und Ventilsitzring ein. Der Spalt wird durch das hydraulische Ventilspielausgleichselements 6 offengehalten. Der Druck auf den sich anschließend wieder abwärts bewegend Kolben (Arbeitstakt) wird wesentlich verringert. Hierdurch verbessert sich die Motorbremsleistung.

[0058] Durch die Drosselung des Abgases kann sowohl die Aufwärts- als auch die Abwärtsbewegung des Motorkolbens zum Bremsen genutzt werden.

[0059] In diesem Zustand befinden sich die Kräfte Öldruckkraft F_1 , Rückstellfederkraft F_2 des hydraulischen Ventilspielausgleichs, Gaskraft F_5 des Abgasdruckes, Ventildederkraft F_3 , Reibungskraft F_4 und die vom Zylinderraumdruck erzeugte Gaskraft F_6 im Gleichgewicht.

[0060] Eine besondere Herausforderung ist der Übergang vom Motorbremsbetrieb in den befeuerten Motorbetrieb. Es sollte sichergestellt sein, dass die Auslassventile 1 vor dem befeuerten Motorbetrieb wieder vollständig geschlossen sind, um einen erhöhten Ventil-/Sitzringverschleiß bzw. eine Überlastung des Ventiltriebes durch Offenstehen der Auslassventile 1 im befeuerten Betrieb zu verhindern.

[0061] Dies wird vorliegend durch eine zweckmäßig gewählte Größe des Abstandswertes $\Delta n = n_2 - n_1$ erreicht, der dem Abstand der Grenzdrehzahl von der Abregeldrehzahl entspricht.

[0062] Direkt nach Beenden des Motorbremsbetriebes im Zeitpunkt t_1 , an dem die Abgasklappe der Motorstaubremse geöffnet wird, steht das Auslassventil 1 aufgrund des ausgelenkten Kolbens des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 zunächst noch offen.

[0063] Durch das Öffnen der Abgasklappe im Zeitpunkt t_1 wird die Gaskraft F_5 des Abgasdruckes jedoch schlagartig stark reduziert und somit das beschriebene Kräftegleichgewicht gestört. Die Gaskraft F_6 aus dem Zylinderraum und maßgeblich die Ventildederkraft F_3 führen nun dazu, dass sich der Kolben des hydraulischen Ventilspielausgleichselements 6 wieder in Richtung der

Ausgangsposition zurückstellt und die Auslassventile 1 wieder komplett schließen können. Aufgrund der Auslegung der Dekompressionsbremse und der auf das Auslassventil wirkenden Kräfte ist das Auslassventil spätestens wieder geschlossen, wenn die Motordrehzahl 12 der Brennkraftmaschine wieder auf die Grenzdrehzahl n2 abgesunken ist (Zeitpunkt t2). Der befeuerte Betrieb ist zu diesem Zeitpunkt noch deaktiviert. Erst im Zeitpunkt t3, an dem die Motordrehzahl wieder die Abregeldrehzahl n1 erreicht, wird der befeuerte Betrieb gestartet.

[0064] Der Abstandswert $\Delta n = n2 - n1$ kann somit zweckmäßig so gewählt werden, dass dem Auslassventil 1 genügend Zeit bleibt, sich nach dem Ende des Motorbremsbetriebs wieder in die Schließstellung zu bewegen. Je größer der Abstandswert Δn gewählt wird, desto größer ist die Sicherheitszeitspanne zwischen Erreichen der Schließstellung und Start des befeuerten Betriebs. Je größer der Abstandswert Δn gewählt wird, desto länger ist die Zeitspanne eines Drehzahlrückgangs von der Grenzdrehzahl n2 auf die Abregeldrehzahl n1 im nicht befeuerten Betrieb nach Ende des Motorbremsbetriebs. Diese Zeitspanne sollte größer sein als eine Schließzeit des Auslassventils nach Ende des Motorbremsbetriebs. Ein geeigneter Abstandswert Δn kann beispielsweise experimentell durch Prüfstandsversuche ermittelt werden.

[0065] In Figur 4 sind die Bereiche illustriert, in denen ein Ventilspringen auftreten kann. Auf der Ordinatenachse sind die möglichen Stellungen der Abgasklappe aufgetragen, die vorliegend nur in eine geöffnete Stellung und eine geschlossene Stellung eingestellt werden kann. Im Motorbremsbetrieb ist die Abgasklappe in der geschlossenen Stellung, sonst in der geöffneten Stellung.

[0066] Die Abszissenachse ist eine Drehzahlachse. Mit n0 ist die untere Leerlaufdrehzahl, mit n1 wiederum die Abregeldrehzahl (auch als obere Leerlaufdrehzahl bezeichnet) und mit n2 die Grenzdrehzahl bezeichnet. Ein befeuerter Motorbetrieb ist somit aufgrund der Drehzahlbegrenzungseinrichtung 10 nur in den Drehzahlbereichen zwischen n0 und n1 möglich. Bei Drehzahlbereichen größer n1 ist nur ein nicht befeuerter Motorbetrieb möglich.

[0067] Im Bereich 13, der Betriebszustände des Fahrzeugs bezeichnet, bei denen die Motorstauklappe geöffnet ist, kann kein Ventilspringen auftreten, unabhängig von der Drehzahl, da der Abgasgegendruck und damit die Kraftkomponente F5 zu niedrig ist, um ein Ventilspringen zu erzeugen.

[0068] Im Bereich 14, der Betriebszustände des Fahrzeugs bezeichnet, bei denen die Motorstauklappe geschlossen ist, die Drehzahl jedoch unterhalb der Abregeldrehzahl n1 liegt, ist ebenfalls kein Ventilspringen möglich, da in diesem Bereich der erzeugbare Abgasgegendruck und damit die Kraftkomponente F5 zu niedrig ist, um ein Ventilspringen zu erzeugen.

[0069] Im Bereich 16, der Betriebszustände des Fahrzeugs bezeichnet, bei denen die Motorstauklappe geschlossen ist und die Drehzahl oberhalb der Grenzdrehzahl n2 liegt, tritt somit ein Ventilspringen auf, da in die-

sem Bereich der erzeugbare Abgasgegendruck und damit die Kraftkomponente F5 ausreichend hoch ist, um ein Ventilspringen zu erzeugen. In diesem Bereich kann jedoch kein befeuerter Betrieb stattfinden, da die Drehzahl über der Abregeldrehzahl n1 liegt.

[0070] Der Bereich 15, der Betriebszustände des Fahrzeugs bezeichnet, bei denen die Motorstauklappe geschlossen ist und die Drehzahl zwischen der Abregeldrehzahl n1 und der Grenzdrehzahl n2 liegt, stellt einen Übergangsbereich dar, der sicherstellt, dass sich ein im Motorbremsbetrieb in der Nockengrundkreisphase geöffnetes Auslassventil 1 wieder schließen kann, bevor der befeuerte Betrieb wieder einsetzt. Der Übergangsbereich 15 stellt somit sicher, dass kein Ventil im befeuerten Betrieb in der Nockengrundkreisphase offen steht.

[0071] Obwohl die Erfindung unter Bezugnahme auf bestimmte Ausführungsbeispiele beschrieben worden ist, ist es für einen Fachmann ersichtlich, dass verschiedene Änderungen ausgeführt werden können und Äquivalente als Ersatz verwendet werden können, ohne den Bereich der Erfindung zu verlassen. Zusätzlich können viele Modifikationen ausgeführt werden, ohne den zugehörigen Bereich zu verlassen. Folglich soll die Erfindung nicht auf die offenbarten Ausführungsbeispiele begrenzt sein, sondern soll alle Ausführungsbeispiele umfassen, die in den Bereich der beigefügten Patentansprüche fallen. Insbesondere beansprucht die Erfindung auch Schutz für den Gegenstand und die Merkmale der Unteransprüche unabhängig von den in Bezug genommenen Ansprüchen.

Bezugszeichenliste

[0072]

1	Auslassventil
1a	Schaft
1b	Federteller
2	Auslasskanal
3	Kipphebel
4	Ventilbrücke
5	Schließfeder
6	Ventilspielausgleichselement
7	Zylinderkopf
7a	Zylinderkopffläche
8	Stützkalotte
9	Lagerbock _[EC(2)]
10	Drehzahlbegrenzungseinrichtung
11	Ventiltrieb
12	Drehzahlverlauf
13, 14	Bereich ohne Ventilspringen
15	Übergangsbereich
16	Bereich mit Ventilspringen
t1	Ende Motorbremsbetrieb
t2	Erreichen Grenzdrehzahl
t3	Beginn befeuerter Betrieb
F1	Öldruckkraft des hydraulischen Ventilspiel- ausgleichselements

F2	Federkraft des hydraulischen Ventilspielausgleichselements
F3	Federkraft der Schließfeder
F4	Reibungskraft
F5	Gaskraft durch Motorstaubremse
F6	Gaskraft durch Brennraumdruck im Zylinder
V1	Spaltgröße zwischen Auslassventil und Ventilsitzring

Patentansprüche

1. Brennkraftmaschine mit zumindest einem über eine Nockenwelle und eine Übertragungseinrichtung (3, 4, 5) betätigbaren Auslassventil (1) pro Zylinder, wobei zwischen der Nockenwelle und dem Auslassventil (1) ein hydraulisches Ventilspielausgleichselement (6) in der Übertragungseinrichtung (3, 4, 5) angeordnet ist, sowie mit einer Motorbremseinrichtung, aufweisend eine Motorstaubremse zum Aufbau eines Abgasgegendrucks und eine Dekompressionsbremse, mit welcher zumindest in einer Motorbremsphase zumindest ein Auslassventil offengehalten werden kann, wobei die Dekompressionsbremse durch das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) gebildet wird,
dadurch gekennzeichnet, dass die Brennkraftmaschine eine Drehzahlbegrenzungseinrichtung (10) aufweist, die ausgeführt ist, eine Kraftstoffeinspritzung oberhalb einer vorbestimmten Abregeldrehzahl (n_1) zu deaktivieren; und **dass** die Übertragungseinrichtung (3, 4, 5), die Motorstaubremse und das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) so ausgelegt sind, dass eine Grenzdrehzahl (n_2), ab der es im Motorbremsbetrieb in der Nockengrundkreisphase zum Auftreten eines Spaltes zwischen dem Auslassventil (1) und dem zugeordneten Ventilsitzring kommt, um einen Abstandswert (Δn) oberhalb der Abregeldrehzahl (n_1) liegt.
2. Brennkraftmaschine nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übertragungseinrichtung (3, 4, 5), die Motorstaubremse und das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) so ausgelegt sind, dass eine Summe der auf das Auslassventil in Schließrichtung (C) wirkenden Kräfte (F3, F4, F6) in einer Nockengrundkreisphase nur bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine unterhalb der vorbestimmten Grenzdrehzahl (n_2) größer als eine Summe der in einer Öffnungsrichtung wirkenden Kräfte (F1, F2, F5) sind, so dass das Auslassventil in der Nockengrundkreisphase bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine unterhalb der Grenzdrehzahl (n_2) in der Schließstellung gehalten wird und bei einer Drehzahl der Brennkraftmaschine größer gleich der Grenzdrehzahl (n_2) in die Offenstellung bewegt

wird.

3. Brennkraftmaschine nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet,**

(a) **dass** die in Schließrichtung (C) wirkenden Kräfte umfassen: eine Ventildruckkraft (F3) des Auslassventils (1) und eine brennraumseitig erzeugte Gasdruckkraft (F6); und
(b) **dass** die in einer Öffnungsrichtung (O) wirkenden Kräfte umfassen: eine von der Motorstaubremse erzeugte Gasdruckkraft (F5) des Abgasdruckes, eine von dem Ventilspielausgleichselement erzeugte Öldruckkraft (F1) und eine Federkraft (F2) der Rückstellfeder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements (6).

4. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** das hydraulische Ventilspielausgleichselement (6) einen an einen Druckraum grenzenden Kolben und eine in den Druckraum über ein durch eine Feder belastetes Rückschlagventil mündende Öldruckleitung umfasst.

5. Brennkraftmaschine nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** keine von dem Druckraum des Ventilspielausgleichselements (6) ausgehende, über ein steuerbares Entlastungsventil mit einer Drucksinke verbindbare Entlastungsleitung vorgesehen ist.

6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** kein Gegenhalter, der ausgebildet ist, eine Austrittsöffnung der Entlastungsleitung erst zu Beginn eines Auslasstaktes freizugeben, vorgesehen ist.

7. Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Übertragungseinrichtung umfasst:

(a) eine Ventilbrücke (4); und
(b) einen als Kipphebel (3) oder Schleppehebel ausgebildeten Ventilhebel, der durch die Nockenwelle angetrieben wird und über die Ventilbrücke (4) auf die Auslassventile (1) wirkt.

8. Brennkraftmaschine nach einem der Ansprüche 4 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben, das Rückschlagventil und die Feder des hydraulischen Ventilspielausgleichselements (6) zwischen dem Ventilhebel und der Ventilbrücke (4) angeordnet sind.

9. Kraftfahrzeug, insbesondere Nutzfahrzeug, mit einer Brennkraftmaschine nach einem der vorhergehenden Ansprüche.

21. Nov. 2016

FIG. 1

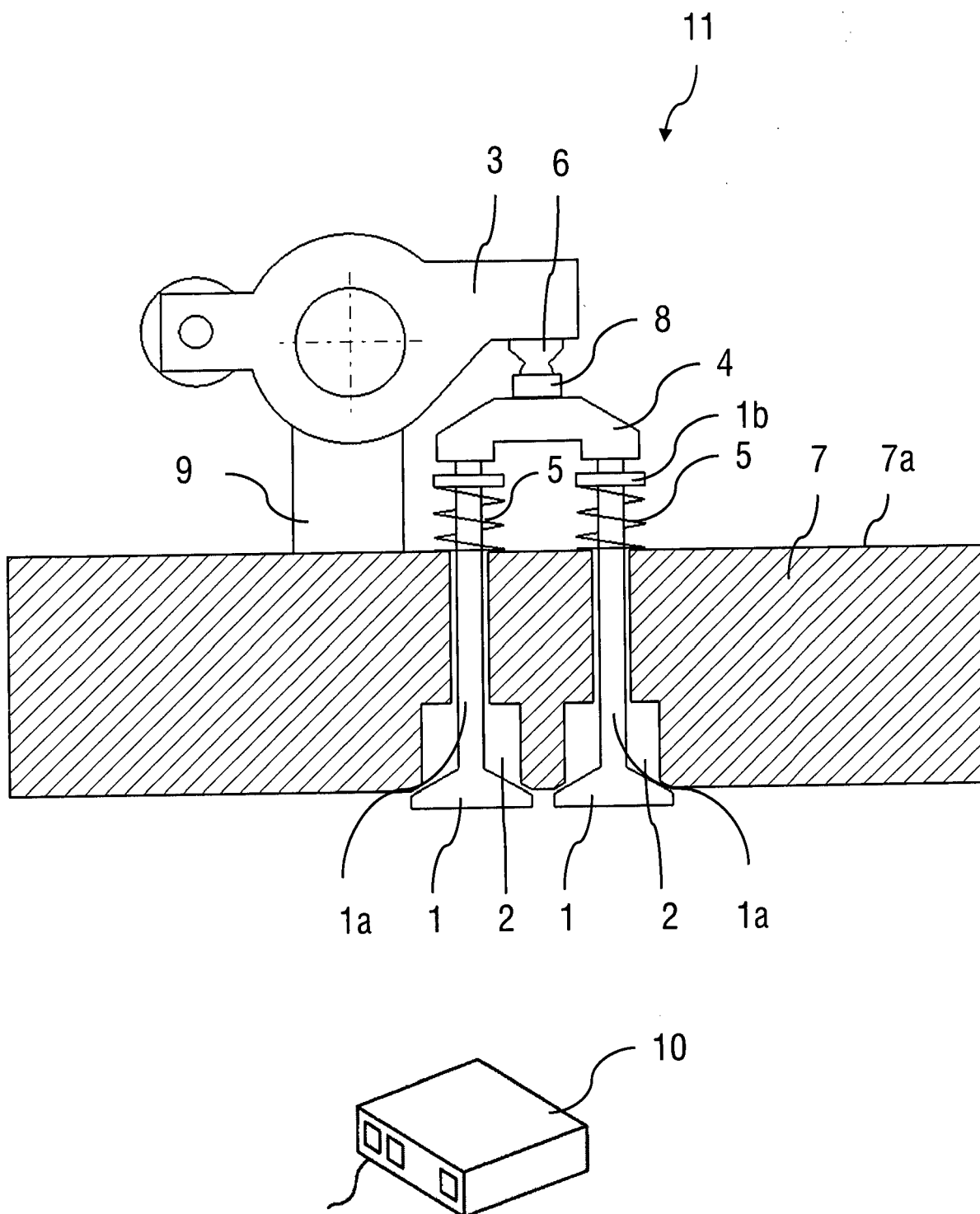


FIG. 2

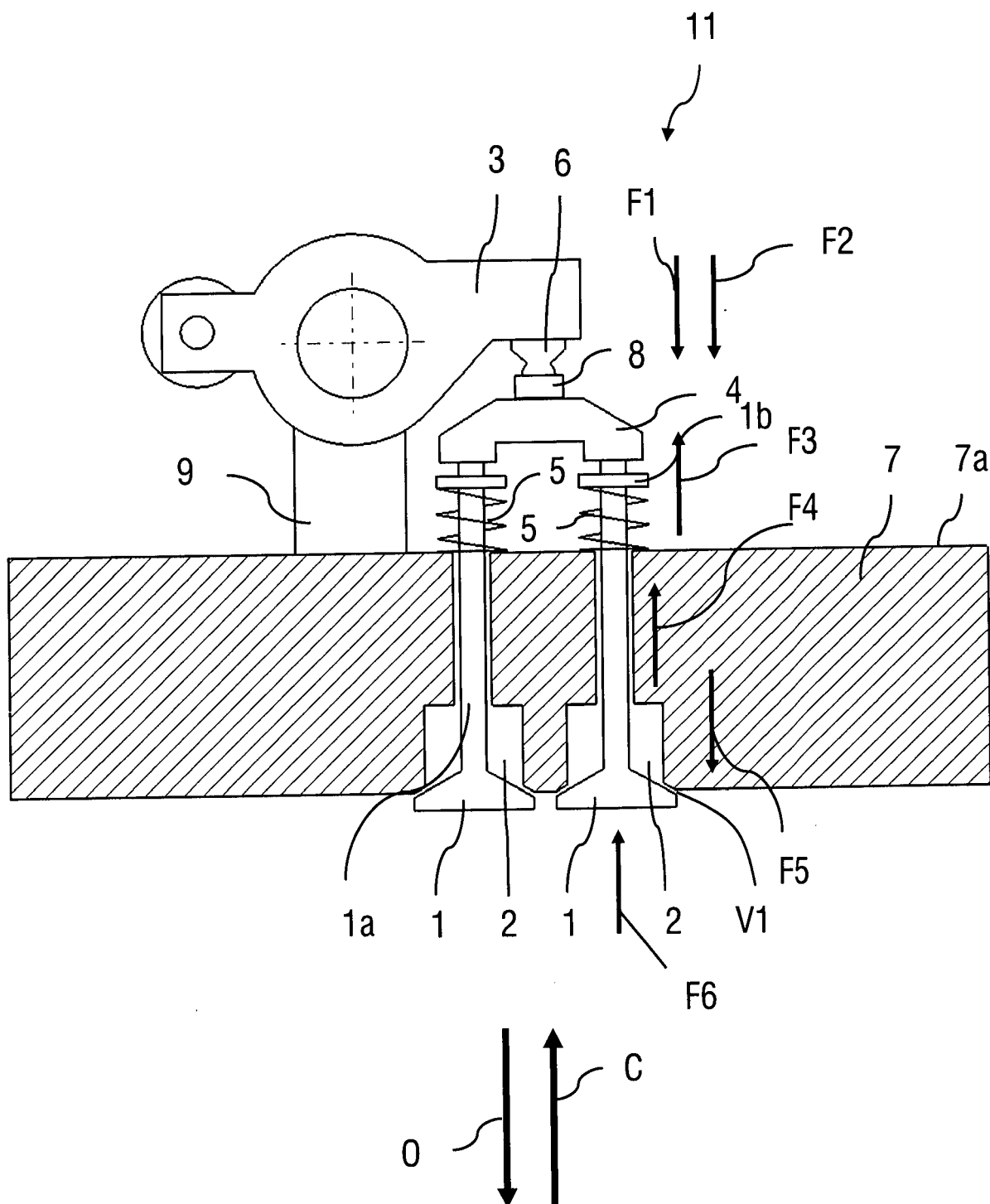


FIG. 3

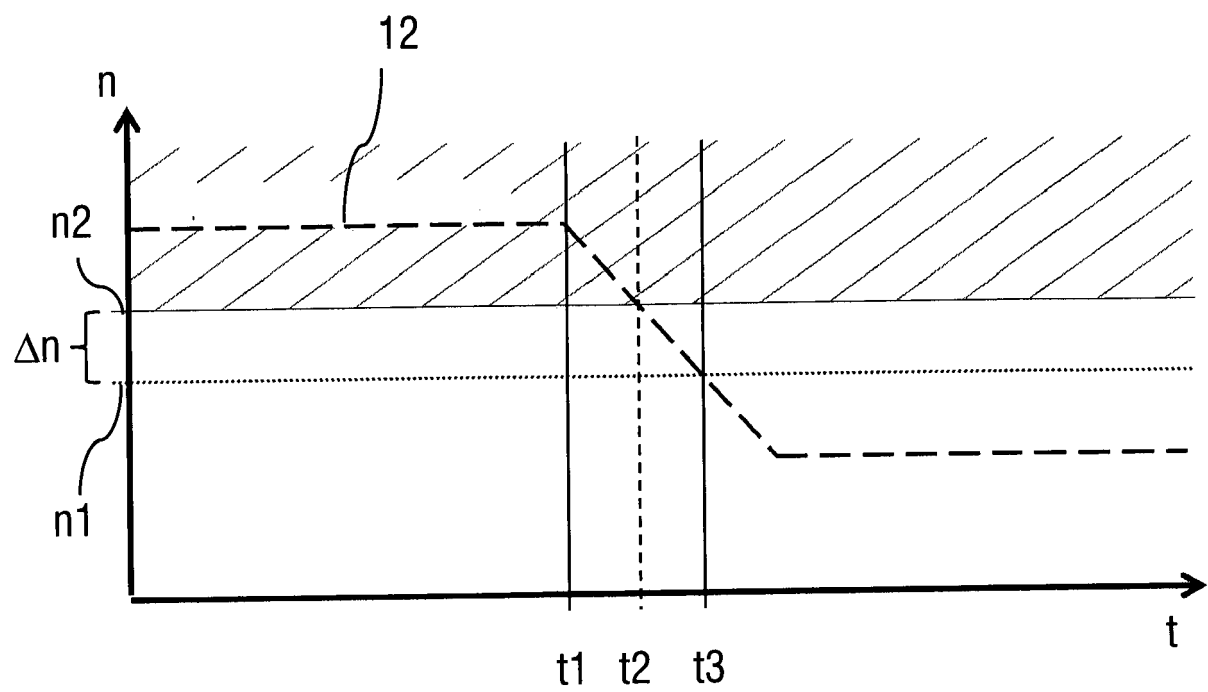
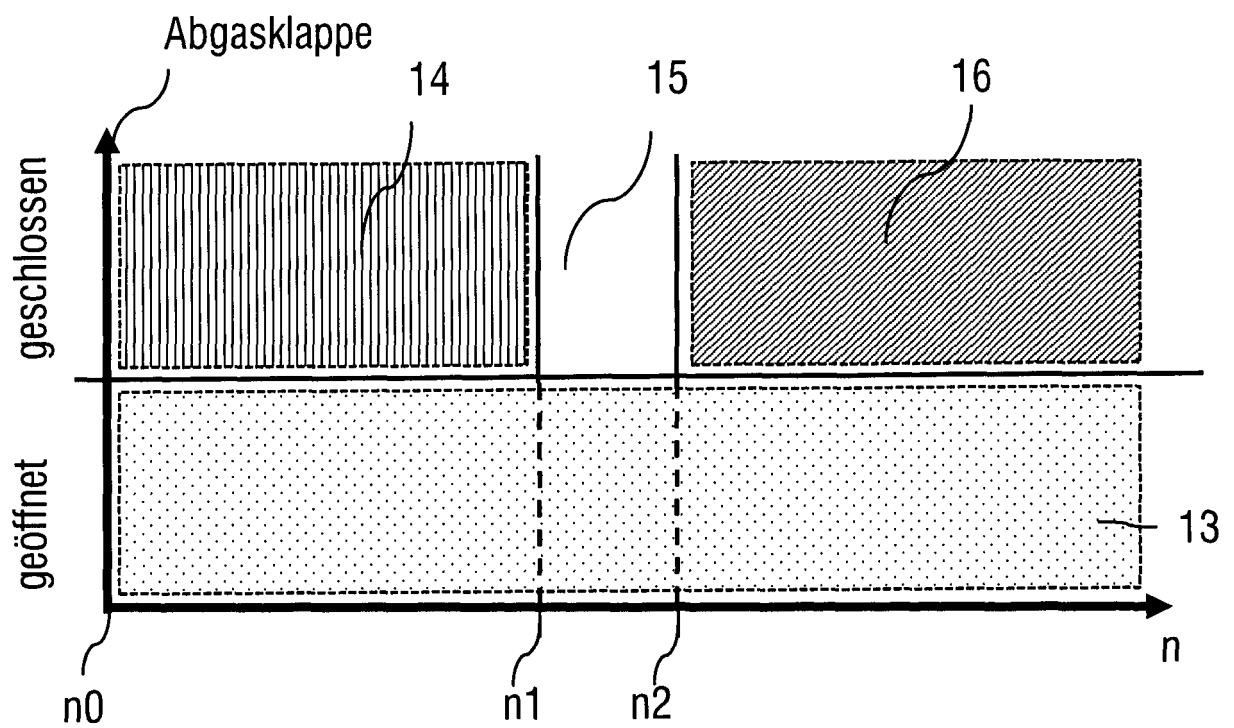


FIG. 4





EUROPÄISCHER RECHERCHENBERICHT

 Nummer der Anmeldung
 EP 16 00 2472

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

EINSCHLÄGIGE DOKUMENTE			
Kategorie	Kennzeichnung des Dokuments mit Angabe, soweit erforderlich, der maßgeblichen Teile	Betrifft Anspruch	KLASSIFIKATION DER ANMELDUNG (IPC)
A	DE 39 23 371 C1 (DAIMLER-BENZ) 13. Juni 1990 (1990-06-13) * Abbildungen 1,2 * * Spalte 2, Zeile 43 - Spalte 3, Zeile 10 * * -----	1	INV. F01L1/18 F01L1/24 F01L13/06 F02D9/06
A	WO 2004/081352 A1 (JENARA ENTPR LTD [CA]; ISRAEL MARK A [US]; HARTLEY JOHN P [US]) 23. September 2004 (2004-09-23) * Abbildungen 1-4 * * Seite 26, Zeile 20 - Seite 28, Zeile 3 * * -----	1	
A	EP 0 736 672 A2 (STEYR NUTZFAHRZEUGE [AT]) 9. Oktober 1996 (1996-10-09) * Abbildungen 1-4 * * Spalte 3, Zeile 57 - Spalte 1, Zeile 16 * * -----	1	
Der vorliegende Recherchenbericht wurde für alle Patentansprüche erstellt			RECHERCHIERTE SACHGEBIETE (IPC) F01L F02D
Recherchenort Den Haag		Abschlußdatum der Recherche 4. Mai 2017	Prüfer Aubry, Yann
KATEGORIE DER GENANNTEN DOKUMENTE X : von besonderer Bedeutung allein betrachtet Y : von besonderer Bedeutung in Verbindung mit einer anderen Veröffentlichung derselben Kategorie A : technologischer Hintergrund O : mündliche Offenbarung P : Zwischenliteratur		T : der Erfindung zugrunde liegende Theorien oder Grundsätze E : älteres Patentdokument, das jedoch erst am oder nach dem Anmeldedatum veröffentlicht worden ist D : in der Anmeldung angeführtes Dokument L : aus anderen Gründen angeführtes Dokument & : Mitglied der gleichen Patentfamilie, übereinstimmendes Dokument	

EPO FORM 1503 03.92 (P04C03)

**ANHANG ZUM EUROPÄISCHEN RECHERCHENBERICHT
 ÜBER DIE EUROPÄISCHE PATENTANMELDUNG NR.**

EP 16 00 2472

5 In diesem Anhang sind die Mitglieder der Patentfamilien der im obengenannten europäischen Recherchenbericht angeführten Patentdokumente angegeben.
 Die Angaben über die Familienmitglieder entsprechen dem Stand der Datei des Europäischen Patentamts am
 Diese Angaben dienen nur zur Unterrichtung und erfolgen ohne Gewähr.

04-05-2017

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 3923371 C1	13-06-1990	KEINE	
WO 2004081352 A1	23-09-2004	US 2004231639 A1 WO 2004081352 A1	25-11-2004 23-09-2004
EP 0736672 A2	09-10-1996	AT 164918 T CZ 9600949 A3 DE 59600140 D1 EP 0736672 A2 ES 2116123 T3 JP 2760967 B2 JP H08284696 A PL 313582 A1 RU 2145384 C1 TR 9600283 A1 US 5692469 A	15-04-1998 16-10-1996 14-05-1998 09-10-1996 01-07-1998 04-06-1998 29-10-1996 14-10-1996 10-02-2000 21-03-1997 02-12-1997

EPO FORM P0461

Für nähere Einzelheiten zu diesem Anhang : siehe Amtsblatt des Europäischen Patentamts, Nr.12/82

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- EP 2143894 A1 [0002] [0003] [0005]
- EP 2143896 A1 [0002] [0003] [0005]
- DE 102012100962 A1 [0004]